

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-048199

(43)Date of publication of application : 15.02.2002

(51)Int.Cl.

F16H 3/097  
F16H 61/00

(21)Application number : 2000-234306

(71)Applicant : YANMAR DIESEL ENGINE CO LTD

(22)Date of filing : 02.08.2000

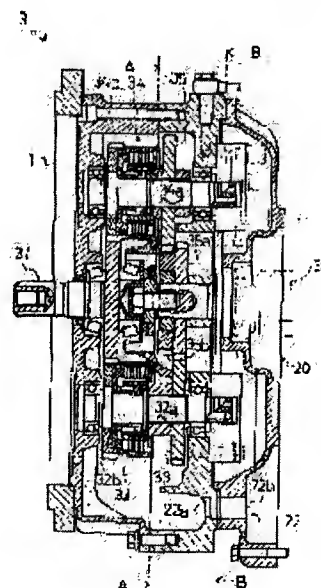
(72)Inventor : HASHIMOTO YUJI  
HOTTA MIKIO  
NAKAGAWA SHIGEAKI

### (54) SPEED CHANGE MECHANISM AND SPEED CHANGE CONTROLLING METHOD FOR MARINE PROPELLING APPARATUS

#### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a speed change mechanism capable of miniaturizing and also obtaining free speed change ratios in a marine propelling apparatus having a prime mover, a marine gear and speed change gear.

**SOLUTION:** In the marine propelling apparatus having the prime mover 1, the marine gear 20 and the speed change gear 3, the marine gear 20 is provided with a forward and reverse clutch, and the speed change gear 3 is arranged between the prime mover 1 and the forward and reverse clutch. A clutch shaft mechanism is arranged in an outer periphery of an input shaft 37 to the speed change gear 3, and arranged numbers of the clutch shaft mechanism are more than numbers of speed change. The aforementioned clutch shaft mechanism having the same speed change ratio is disposed to the position of a point of symmetry or the position closer to the point of symmetry against the aforementioned input shaft 37.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-48199

(P2002-48199A)

(43) 公開日 平成14年2月15日 (2002.2.15)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 3/097  
61/00

識別記号

F I

F 1 6 H 3/097  
61/00

サーチコード<sup>\*</sup> (参考)

3 J 0 2 8  
3 J 5 5 2

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2000-234306 (P2000-234306)

(22) 出願日 平成12年8月2日 (2000.8.2)

(71) 出願人 000008781

ヤンマーディーゼル株式会社  
大阪府大阪市北区茶屋町1番32号

(72) 発明者 橋本 裕治

大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマ  
ーディーゼル株式会社内

(72) 発明者 黒田 三樹雄

大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマ  
ーディーゼル株式会社内

(74) 代理人 100080621

弁理士 矢野 寿一郎

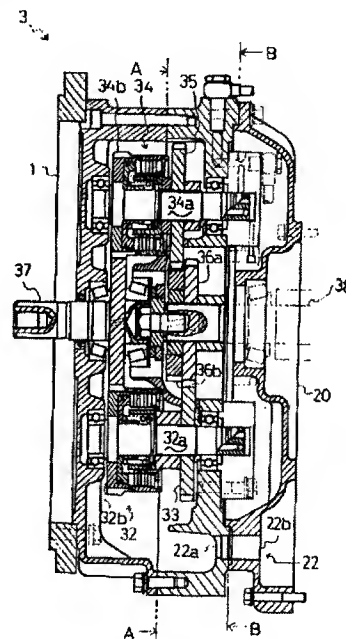
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 船用推進装置の変速構造および変速制御方法

(57) 【要約】

【課題】 遊星歯車装置を備えた変速装置は、噛み合い条件に支配されるため可能な速比が限定されてしまう。また、平行歯車装置を備えた変速装置では、出力側が1変速に対して1軸の構成であるため、ラジアル荷重が発生する。

【解決手段】 原動機1とマリンギヤ20と変速装置3とを備える船用推進装置であって、該マリンギヤ20は前後進クラッチを備えており、該変速装置3は該原動機1と該前後進クラッチとの間に設けられ、該変速装置3への入力軸37の外周にクラッチ軸仕組みを設け、該クラッチ軸仕組みの配設数を変速段数よりも多くし、同一変速比の前記クラッチ軸仕組みを、前記入力軸37に対し点对称位置に、もしくは点对称に近い位置に配置した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機と減速逆転機と変速装置とを備える船用推進装置であって、該減速逆転機は前後進クラッチを備えており、該変速装置は該原動機と該前後進クラッチとの間に設けられ、該変速装置は該変速装置の入力軸の外周にクラッチ軸仕組みを設け、該クラッチ軸仕組みの配設数は、該変速装置の変速段数よりも多くしたことを特徴とする船用推進装置の変速構造。

【請求項2】 前記複数のクラッチ軸仕組みを同一変速比としたときは、前記入力軸に対し点対称位置に、もしくは点対称に近い位置に配置したことを特徴とする請求項1記載の船用推進装置の変速構造。

【請求項3】 原動機と減速逆転機と変速装置とを備える船用推進装置であって、該減速逆転機は前進2速式クラッチを備えており、該原動機と該前進2速式クラッチとの間に、少なくとも一つの変速装置を設けたことを特徴とする船用推進装置の変速構造。

【請求項4】 変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置と該減速逆転機との合わせ面に潤滑油通路を設けたことを特徴とする船用推進装置の変速構造。

【請求項5】 前記クラッチ軸仕組みに、または前記入力軸上に、ワンウェイクラッチを設けたことを特徴とする請求項1記載の船用推進装置の変速構造。

【請求項6】 変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置の出力軸を該変速装置の入力軸に対して傾斜させたことを特徴とする船用推進装置の変速構造。

【請求項7】 変速装置を備える船用推進装置であって、該変速装置は2速式クラッチを内装しており、該変速装置の油圧回路は油圧ポンプとシーケンスバルブと電磁切換弁とから構成され、該電磁切換弁により速比の切換えを行うものとし、1速時は該油圧ポンプより該シーケンスバルブを経て1速側の油圧クラッチに圧油を供給し、2速時は該油圧ポンプより該電磁切換弁を経て2速側の油圧クラッチに圧油を供給すると共に、該シーケンスバルブにパイロット圧力を加えて該シーケンスバルブの切換えを行い、1速側の油圧クラッチに充填された作動油を該シーケンスバルブを経てドレンするようにしたことを特徴とする船用推進装置の変速構造。

【請求項8】 変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置のクラッチ油圧を一旦低圧に制御し、その間に該減速逆転機のクラッチ嵌入を行い、その後に該変速装置のクラッチ油圧を全圧とすることを特徴とする船用推進装置の変速制御方法。

【請求項9】 原動機と変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置に内装される油圧クラッチ、あるいは該変速装置及び該減速逆転機双方に内装される油圧クラッチの摩擦板を滑動させて低速航行可能とし、該摩擦板の滑動は、該原動機の駆動回転数、

及び該クラッチ油圧のいずれか一方、もしくは双方の制御により発生させることを特徴とする船用推進装置の変速制御方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、船用推進装置の変速構造及び制御方法に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来においては、船用推進装置を構成する変速装置として、図23、図24に示すような、遊星歯車装置とワンウェイクラッチとから構成される変速装置70、また図25から図27に示すような、1変速につき1軸を設けた平行歯車列を備える変速装置80などがある。また、多段変速を得る場合、速比の数だけクラッチ軸仕組みをを用いて変速装置を構成し、前後進ごとにクラッチ軸仕組みを設けていた。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】前記変速装置70は、遊星歯車装置71を利用しているため、内歯と太陽歯車と遊星歯車とでの噛み合い条件に支配されるため、自由な歯数比が得がたい。このため速度比の自由度が低く、2速として可能な速度比は限定されてしまう。変速装置80では速度比の制限はない。ところが変速装置80では、出力軸側で、1速ギヤ83または2速ギヤ85を駆支する軸一本のみを介して、駆動力を伝達している。このため、該軸一本に駆動力伝達の際の負担がすべて掛かってしまう。加えて変速装置80では、出力側が1変速に対して1軸の構成であるため、ラジアル荷重Rが発生する。ラジアル荷重Rが発生すると、軸受けに負荷がかかり、機械損失が増し、軸受け寿命が短くなる。また、多段変速を実現する場合、従来では変速段数だけのクラッチ軸仕組みの配設数を必要とするため、クラッチ軸仕組みの配設数が増加していた。このため、変速機構そのものを大型化させていた。

## 【0004】

【課題を解決するための手段】本発明の解決しようとする課題は以上の如くであり、次に該課題を解決するための手段を説明する。即ち、請求項1においては、原動機と減速逆転機と変速装置とを備える船用推進装置であって、該減速逆転機は前後進クラッチを備えており、該変速装置は該原動機と該前後進クラッチとの間に設けられ、該変速装置は該変速装置の入力軸の外周にクラッチ軸仕組みを設け、該クラッチ軸仕組みの配設数は、該変速装置の変速段数よりも多くしたものである。

【0005】請求項2においては、前記複数のクラッチ軸仕組みを同一変速比としたときは、前記入力軸に対し点対称位置に、もしくは点対称に近い位置に配置したものである。

【0006】請求項3においては、原動機と減速逆転機と変速装置とを備える船用推進装置であって、該減速逆

転機は前進2速式クラッチを備えており、該原動機と該前進2速式クラッチとの間に、少なくとも一つの変速装置を設けて構成したものである。

【0007】請求項4においては、変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置と該減速逆転機との合わせ面に潤滑油通路を設けたものである。

【0008】請求項5においては、前記クラッチ軸仕組み上、または前記入力軸上に、ワンウェイクラッチを設けたものである。

【0009】請求項6においては、変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置の出力軸を該変速装置の入力軸に対して傾斜させたものである。

【0010】請求項7においては、変速装置を備える船用推進装置であって、該変速装置は2速式クラッチを内装しており、該変速装置の油圧回路は油圧ポンプとシーケンスバルブと電磁切換弁とから構成され、該電磁切換弁により速比の切換えを行うものとし、1速時は該ポンプより該シーケンスバルブを経て1速側の油圧クラッチに圧油を供給し、2速時は該油圧ポンプより該電磁切換弁を経て2速側の油圧クラッチに圧油を供給すると共に、該シーケンスバルブにパイロット圧力を加えて該シーケンスバルブの切換えを行い、1速側に充填された作動油を該シーケンスバルブを経てドレンするようにしたものである。

【0011】請求項8においては、変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置のクラッチ油圧を一旦低圧に制御し、その間に該減速逆転機のクラッチ嵌入を行い、その後に該変速装置のクラッチ油圧を全圧とするものである。

【0012】請求項9においては、原動機と変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置に内装される油圧クラッチ、あるいは該変速装置及び該減速逆転機双方に内装される油圧クラッチの摩擦板を滑動させて低速航行可能とし、該摩擦板の滑動は、該原動機の駆動回転数、及び該クラッチ油圧のいずれか一方、もしくは双方の制御により発生させるものである。

【0013】

【発明の実施の形態】次に本発明の実施例を説明する。図1はマリニングヤ用変速装置レイアウトを示す船舶の側面図であり、図2はドライブ装置用変速装置レイアウトを示す船舶の側面図であり、図3は第一実施例の変速装置の駆動スケルトン図であり、図4は第一実施例の変速装置における入力軸外周のクラッチ軸仕組みレイアウト図であり、図5は第一実施例の変速装置の断面図であり、図6は原動機側から見た歯車配列を示す第一実施例の変速装置のA-A断面図であり、図7は減速逆転機側から見た第一実施例の変速装置のB-B断面図であり、図8は第二実施例の変速装置における入力軸外周のクラ

ッチ軸仕組みレイアウト図であり、図9はラジアル荷重のかかる様子を示す、第一実施例の変速装置における入力軸外周のクラッチ軸仕組みレイアウト図であり、図10はマリニングヤの平行歯車列のレイアウト図であり、図11は第三実施例の変速装置の入力軸外周のクラッチ軸仕組みレイアウト図であり、図12は第四実施例の変速装置の駆動スケルトン図であり、図13は第五実施例の変速装置の駆動スケルトン図であり、図14は第六実施例の変速装置の駆動スケルトン図であり、図15は第七実施例の変速装置の駆動スケルトン図であり、図16は第七実施例の船用推進装置レイアウトを示す船舶の側面図であり、図17は1速時の圧油供給状態を示す変速装置の油圧回路図であり、図18は2速時の圧油供給状態を示す変速装置の油圧回路図であり、図19は嵌入ショックの大きさの時間変化を示す図であり、図20は第一実施例の変速制御方法を示す手順図であり、図21は第二実施例の変速制御方法による変速の様子を示す模式図であり、図22は第三実施例の変速制御方法による変速の様子を示す模式図であり、図23は遊星歯車とワンウェイクラッチとから構成される従来の変速装置のスケルトン図であり、図24は遊星歯車とワンウェイクラッチとから構成される従来の変速装置のギヤ列のレイアウト図であり、図25は平行歯車列より構成される従来の変速装置のスケルトン図であり、図26は平行歯車列より構成される従来の変速装置のギヤ列のレイアウト図であり、図27はラジアル荷重のかかる様子を示す従来の変速装置のギヤ列のレイアウト図である。

【0014】第一実施例の変速構造では、船用推進装置は原動機1と減速逆転機であるマリニングヤ20と変速装置3とを備えている。マリニングヤ20は前後進クラッチを備えており、変速装置3は原動機1と該前後進クラッチとの間に設けられている。また、変速装置3は入力軸37の外周に1速クラッチ軸仕組み32・32、2速クラッチ軸仕組み34・34を設け、それらのクラッチ軸仕組みの配設数は、該変速装置3の変速段数よりも多くしている。なお、マリニングヤ20の代わりにドライブ装置21としてもよい。

【0015】まず変速装置3の配設位置について説明する。図1は減速逆転機として、船内にマリニングヤ20を備えた場合を示しており、図2は減速逆転機として、船外にドライブ装置21を備えた場合を示している。減速逆転機であるマリニングヤ20及びドライブ装置21は、いずれも前後進クラッチを備えており、前後進の切換を可能としている。そして変速装置3は、マリニングヤ20及びドライブ装置21のいずれの減速逆転機を備える場合でも、原動機1と該減速逆転機との間に配設される。このため変速装置3は、原動機1及び前記前後進クラッチ間に位置している。また、減速逆転機に変速装置3を内装する構成として、変速装置3を原動機1と該減速逆転機の間前後進クラッチ間に配設するようにしてもよい。

【0016】したがって原動機1の駆動力は、変速装置3を経てマリンギヤ20（ドライブ装置21）に伝達され、該マリンギヤ20（ドライブ装置21）より延出するプロペラ軸11を経由して、プロペラ4を回動させるものである。

【0017】従来においては、前記変速装置として、遊星歯車装置とワンウェイクラッチとから構成される変速装置70、または、1変速につき1軸を設けた平行歯車列を備える変速装置80などがある。

【0018】変速装置70は、図23、図24に示すように、遊星歯車装置71を備えるものであり、複数の遊星歯車73・73・・・を外嵌するインターナルギヤ74に出力軸75を固設している。保持体76は遊星歯車73・73・・・を回動自在に支持しており、該保持体76に出力軸72を固設している。また、太陽歯車77はクラッチ78の断接によって、回動の固定・解除可能に構成されている。さらに、入力軸75と出力軸72とはワンウェイクラッチ79を介して連結されている。

【0019】以上構成により、クラッチ78が「切」とされるときは、1速となる。すなわち、ワンウェイクラッチ79を介して駆動力が伝達され、入力軸75と出力軸72とは同じ回転数で回転する。また、太陽歯車77の固定が解除されると回動自在でとなるため、遊星歯車装置71は動力伝達の抵抗とならない。つまりこのとき、入力軸75の回動に伴って、インターナルギヤ74と保持体76に枢支される遊星歯車73・73・・・とが一体的に回転するためである。また、クラッチ78が接続されるときは、2速となる。すなわち、太陽歯車77が固定されているため、入力軸75の回動に伴い、保持体76に枢支された遊星歯車73・73・・・は太陽歯車77回りの公転と共に自転を行う。そして該遊星歯車73・73・・・の回転に伴い、インターナルギヤ74も回動する。このとき、インターナルギヤ74の回転数は保持体76の回転数よりも大きく、したがって、出力軸72の回転数は入力軸75の回転数よりも増大する。なお、出力軸72の回転数が入力軸75の回転数より大きい2速の場合は、ワンウェイクラッチ79が「切」とされるため、同軸上に異なる回転数の回転が加えられて、該出力軸72をねじるようなことはない。

【0020】変速装置70は、遊星歯車装置71の噛み合い条件に支配されるため、自由な歯数比が得がたい。このため速度比の自由度が低く、2速として可能な速度比は限定されてしまう。

【0021】変速装置80は、図25、図26に示すように、平行歯車列を構成して、1変速につき1軸を備えている。それぞれの軸は、1速クラッチ軸仕組み82の場合クラッチ軸82a、2速クラッチ軸仕組み84の場合クラッチ軸84aである。入力軸90は入力ギヤ81を固設しており、該入力ギヤ81は1速クラッチ軸仕組み82の入力ギヤ82bと噛合している。1速クラッチ

軸仕組み82はクラッチ軸82aを貫設しており、該クラッチ軸82aと入力ギヤ82bとを断接切換え自在としている。クラッチ軸82aは1速ギヤ83を固設しており、該1速ギヤ83は出力軸91に固設されている出力ギヤ86aと噛合している。また、前記入力ギヤ81は2速クラッチ軸仕組み84の入力ギヤ84bとも噛合している。2速クラッチ軸仕組み84はクラッチ軸84aを貫設しており、該クラッチ軸84aと入力ギヤ84bとを断接切換え自在としている。クラッチ軸84aは2速ギヤ85を固設しており、該2速ギヤ85は出力軸91に固設されている出力ギヤ86bと噛合している。出力ギヤ86aは出力ギヤ86bより大径のギヤである。また、2速ギヤ85は1速ギヤ83より大径のギヤである。

【0022】以上構成により、1速クラッチ軸仕組み82が接続され、2速クラッチ軸仕組み84が「切」とされるときは、1速となる。逆に、1速クラッチ軸仕組み82が「切」とされ、2速クラッチ軸仕組み84が接続されるときは、2速となる。

【0023】前記変速装置70では出力軸72側で、複数の遊星歯車73・73・・・を介して駆動力を伝達している。したがって、個々の遊星歯車73を枢支する軸一本あたりの負担は、小さくて済む。一方、変速装置80では出力軸側で、1速ギヤ83を固設するクラッチ軸82aまたは、2速ギヤ85を固設するクラッチ軸84bの軸一本のみを介して、駆動力を伝達している。このため、該軸一本に駆動力伝達の際の負担が掛かってしまう。したがって変速装置80では、前記各クラッチ軸仕組みが大きくなり、変速装置自体が大型化してしまうのである。

【0024】次に、変速装置3の構造について説明する。変速装置3では、前記従来の変速装置70の問題点、すなわち速度比の自由度の低さ、及び前記従来の変速装置80の問題点、各クラッチ軸仕組みの大型化、を改善している。

【0025】変速装置3は、図3、図4に示すように、前記変速装置80と同様に、平行歯車列を構成している。すなわち、入力軸37は入力ギヤ31を固設しており、該入力ギヤ31は1速クラッチ軸仕組み32の入力ギヤ32bと噛合している。1速クラッチ軸仕組み32はクラッチ軸32aを挿設しており、該クラッチ軸32aと入力ギヤ32bの間に油圧クラッチ132が介装されて断接切換え自在としている。クラッチ軸32aは1速ギヤ33を固設しており、該1速ギヤ33は出力軸38に固設されている出力ギヤ36aと噛合している。また、前記入力ギヤ31は2速クラッチ軸仕組み34の入力ギヤ34bとも噛合している。2速クラッチ軸仕組み34はクラッチ軸34aを挿設しており、該クラッチ軸34aと入力ギヤ34bの間に油圧クラッチ134が介装されて断接切換え自在としている。クラッチ軸34a

は2速ギヤ35を固設しており、該2速ギヤ35は出力軸38に固設されている出力ギヤ36bと噛合している。出力ギヤ36aは出力ギヤ36bより大径のギヤとし、2速ギヤ35は1速ギヤ33より大径のギヤとしている。

【0026】変速装置3では前記従来の変速装置80と異なり、1変速につき2軸を設けている。それぞれの軸は、前記クラッチ軸32a・32aと、前記クラッチ軸34a・34aである。図4に示すように、入力軸37の外周に、1速クラッチ軸仕組み32及び2速クラッチ軸仕組み34がそれぞれ二つずつ配設されている。つまり、クラッチ軸仕組みの配設数（第一実施例では4個）は、変速段数（第一実施例では2個）より多い。

【0027】以上の構成により、まず平行歯車列を設けることで、前記従来の変速装置70と異なり、自由な速度比を得やすくしている。また、変速段数よりクラッチ軸仕組みの配設数を多くしているため、前記従来の変速装置80と異なり、各クラッチ軸仕組み当りの駆動力伝達の負担が軽減されて、該クラッチ軸仕組みの大きさを小さくすることができる。したがって、変速装置3全体20の大きさをコンパクト化することができる。

【0028】また、図5～図7には、第一実施例での変速装置3の具体図を示している。入力軸37の外周上には、前記クラッチ軸仕組み32・34の他に、油圧ポンプ39が配設されている。なお、図5において左方が原動機1側であり、右方がマリンギヤ20側である。また、増速側から順に1速、2速を定義している。後述する3速、4速に関しても同様で、1速、2速、3速、4速の順に変速比が増大する。

【0029】前記変速装置3に代えて、変速装置5を用いた第二実施例の変速装置構造について説明する。変速装置3ではすべての1変速につき2軸を設けていたが、変速装置5では1速のみ2軸を設けて他の変速では1変速につき1軸しか設けていない点が相違している。変速装置5では図8に示すように、該変速装置5への入力軸37の外周に1速クラッチ軸仕組み32・32、2速クラッチ軸仕組み34、3速クラッチ軸仕組み40を設け、それらのクラッチ軸仕組みの配設数を変速段数よりも多くしている。1速に関しては、前述の変速装置3と同様の効果が得られるものであり、変速装置3全体40の大きさをコンパクト化することができる。

【0030】平行歯車列を用いた前記従来の変速装置80では、図27に示すように、ラジアル荷重Rが発生する。ラジアル荷重Rは、ギヤを介する駆動力伝達の際に、噛合している相互のギヤが反発力を受けて発生する荷重である。図27では、出力軸91側での1速時におけるラジアル荷重Rの発生を図示している。出力軸91側で、1速ギヤ83と出力ギヤ86aの噛合により、ラジアル荷重Rが発生する。同様に入力軸90側でも、入力ギヤ81と1速クラッチ軸仕組み82の入力ギヤ82 50

bとの間で、ラジアル荷重が発生する。ラジアル荷重Rが発生すると、軸受けに負荷がかかり機械損失が増し、軸受け寿命が短くなる。

【0031】このため第一実施例の変速構造における変速装置3では、同一変速比である前記1速クラッチ軸仕組み32・32及び2速クラッチ軸仕組み34・34を、前記入力軸37に対し、点対称に近い位置に配置している。前記従来の変速装置80が1変速に対して1軸しか設けていないのと異なり、変速装置3は1変速に対して2軸を設けているので、このような配置を可能としている。

【0032】変速装置3では図6に示すように、油圧ポンプ39を入力軸37外周上に配置しているので、完全な点対称位置からずらした位置に、前記クラッチ軸仕組み32・34を配置している。油圧ポンプ39の配設位置を変更して、クラッチ軸仕組みを点対称位置に配置してもよい。

【0033】図4、図9に示すように、1速クラッチ軸仕組み32・32、2速クラッチ軸仕組み34・34を点対称位置に配置することで、ラジアル荷重Rを相殺することができる。この場合は、ラジアル荷重Rがお互いに点対称方向に働くので、打ち消しあう。図6に示すように、同一変速比のクラッチ軸仕組みを点対称に近い位置に配置する場合でも、ラジアル荷重Rの一部を相殺して、その影響力を削ぐことができる。

【0034】以上構成により、ラジアル荷重Rの一部もしくは大部分が打ち消しあい、軸受け部の負荷を小さくする。このため機械損失が減少し、軸受けの寿命の延長に繋がる。

【0035】従来においては多段変速を得る場合、速比の数だけ入力軸外周にクラッチ軸仕組みを配設して、平行歯車列を構成していた。これは、変速装置が一つしか設けられておらず、一回の変速のみによって多段変速を得ようとしていたためである。このため、前後進ごとにもクラッチ軸仕組みを別に必要としており、それだけ必要とするクラッチ軸仕組みの配設数を増加させていた。したがって、変速装置そのものを大型化させていた。

【0036】このため第一実施例の変速構造では、原動機1と、前進2速式クラッチを内装する減速逆転機であるマリンギヤ20との間に、変速装置3を設けている。マリンギヤ20は前述したように前後進クラッチを備えており、ここで述べているように特に前進2速式であり、前進1速、前進2速の切換を自在としている。つまり、変速装置3とマリンギヤ20との二つの変速装置により変速を行うようにするので、得られる速比の数に対してクラッチ軸仕組みの配設数を少なくすることができる。なお、変速装置3を用いる代わりに、後述する変速装置6、前記変速装置5、その他2段以上の変速を行う変速装置なら、どれを用いて前記船用推進装置の変速構造を構成してもよい。さらに、原動機1とマリンギヤ2



0との間に、変速装置3等の変速装置を複数個配設する構成としてもよい。また、マリンギヤ20の代わりに、前進2速クラッチを内装するドライブ装置21を用いてもよい。

【0037】図1に示すように、原動機1からの駆動力は、変速装置3とマリンギヤ20とによる2回の変速を受けるので、変速装置3の変速段数(2段)×2の変速比を得ることができる。

【0038】また、前記減速逆転機の一例であるマリンギヤ20について説明する。図10に示すように、マリンギヤ20は、入力軸23上に配設される後進クラッチ軸仕組み24と、該入力軸外周に配設される1速クラッチ軸仕組み25、2速クラッチ軸仕組み26より構成される。

【0039】入力軸23は入力ギヤ23aを固設しており、1速ギヤ25a、2速ギヤ26aと噛合している。1速側では、1速クラッチ軸仕組み25はクラッチ軸25bを挿設しており、該クラッチ軸25bに1速ギヤ25aが固設されている。また、クラッチ軸25bの同軸上には出力ギヤ25cが設けられ、1速クラッチ軸仕組み25は該クラッチ軸25bと該出力ギヤ25cとをクラッチを介して断接切換え自在としている。2速側でも2速クラッチ軸仕組み26が2速ギヤ26a、クラッチ軸26b、出力ギヤ26cを設けており、1速側と同様の構造である。出力ギヤ25c・26cは出力軸28に固設される出力ギヤ27と噛合しており、以上構成により、入力軸23より1速側、2速側へ駆動力伝達して、変速を1速、2速として該出力軸28より出力することを可能としている。

【0040】また、入力軸23は後進クラッチ軸仕組み24に挿設されている。後進クラッチ軸仕組み24は入力軸23の同軸上に後進ギヤ29を配設しており、該入力軸23と後進ギヤ29とをクラッチを介して断接切換え自在としている。後進ギヤ29と出力ギヤ27とは噛合しており、以上構成により、入力軸23から出力軸28へ逆転した駆動力を伝達することを可能としている。

【0041】後進クラッチ軸仕組み24及び2速クラッチ軸仕組み26を「切」とし、1速クラッチ軸仕組み25を接続するとき、1速である。同様に、1速クラッチ軸仕組み25と2速クラッチ軸仕組み26の断接状態を入れ替えれば、2速となる。1速、2速の場合のギヤの回転方向は、図10中に破線で示す矢印の向きである。後進の場合は、後進クラッチ軸仕組み24を接続し、1速クラッチ軸仕組み25及び2速クラッチ軸仕組み26を「切」とする。後進の場合のギヤの回転方向は、図10中に実線で示す矢印の向きである。

【0042】以上構成により、マリンギヤ20は前進2変速と後進との変速切換えを自在としている。したがって、前進時に前記変速装置3等の変速段数の2倍の変速比を船舶は得ることができる。

【0043】より多段の変速比を得るために、変速装置5を用いてもよい。第三実施例の変速構造では、変速装置3に代えて変速装置5を用いている。変速装置5は、図11に示すように、入力軸37の外周に1速クラッチ軸仕組み32、2速クラッチ軸仕組み34、3速クラッチ軸仕組み40、4速クラッチ軸仕組み41を設けている。以上構成により、1速から4速までの速比を得ることができる。このため第三実施例の変速構造では、変速装置5により4段の変速段が得られ、マリンギヤ20により前進2段、後進1段が得られるので、変速構造全体で前進8段、後進4段の変速比を得ることが出来る。

【0044】また、前記変速装置3は、該変速装置3と前記マリンギヤ20との合わせ面に潤滑油通路22を設けている。

【0045】図5から図7に示すように、変速装置3のケーシングには油路22aが穿設され、マリンギヤ20のケーシングには油路22bが穿設されている。油路22a・22bは、変速装置3とマリンギヤ20とを合わせたときに、連通するように形成されており、油路22a・22bを合わせて潤滑油通路22を構成している。

【0046】以上構成により、潤滑油をマリンギヤ20と変速装置3間で共有することができる。しかも、専用部品やホース等の部品を追加する必要も無く潤滑油の供給ができるので、部品点数の削減やコスト低下に繋がる。

【0047】従来は、変速装置や減速逆転機内に配設されるクラッチ軸仕組みを、油圧クラッチを用いて構成していた。変速時に同時に油圧をかけて、一方のクラッチ軸仕組みを接続し、他方のクラッチ軸仕組みを「切」とすると、速比の異なる軸から、異なるトルクが伝達されて、入力軸及び出力軸上でショックを生じてしまう。また、時間差で油圧をかけると動力を伝達しない時間が発生し、出力回転が低下してショックを生じる。これらのショックを防ぐためには、互いの油圧をうまく制御する必要がある。また制御の困難に加えて、油圧クラッチを使用する場合は、部品点数がそれだけ増加するのである。

【0048】このため第四実施例の変速構造では、変速装置3に代えて、変速装置7を用いている。変速装置7では、1速クラッチ軸仕組み42上にワンウェイクラッチ43を設けている。なお、ワンウェイクラッチを配設するクラッチ軸仕組みは、1速クラッチ軸仕組み42に限定されず、他のクラッチ軸仕組み上でもよい。また、変速装置8及び変速装置9では、入力軸37上にワンウェイクラッチを配設している。それぞれ変速装置3に代えて、変速装置8を用いた第五実施例の変速構造及び、変速装置9を用いた第六実施例での変速構造についても以下で説明する。

【0049】変速装置7は図12に示すように、前記変速装置3とほぼ同様の構成であり、1速クラッチ軸仕組

みのクラッチ機構のみが相連している。変速装置3では、1速クラッチ軸仕組み32に挿設されているクラッチ軸32aの断接は油圧クラッチによって行われる。これに対して変速装置7では、1速クラッチ軸仕組み42に挿設されるクラッチ軸42aの断接は、ワンウェイクラッチ43によって行われる。1速クラッチ軸仕組み42も、1速クラッチ軸仕組み32と同様に、クラッチ軸42aと入力ギヤ42bとを断接可能としている。

【0050】以上構成により、1速から2速、及び2速から1速への変速切換時には、ショックが生じない。1速から2速への変速切換時には、クラッチ軸仕組み34に内装されている油圧クラッチ134の接続が開始されるが、前記ワンウェイクラッチ43によって、異なるトルクの対立が回避されている。つまりクラッチ軸42aによる2速の駆動回転は、ワンウェイクラッチ43によって「切」とされて、入力軸37側へは伝達されない。このため、2速の駆動回転が1速の駆動回転との間でねじれを生じることはない。2速から1速への変速切換時も同様に、ワンウェイクラッチ43によって異なる駆動回転の伝達が「切」とされて、トルクの対立は回避されている。

【0051】変速装置8は、図13に示すように、2速式の変速装置であり、入力軸37外周に2速クラッチ軸仕組み34を配設している。出力軸38には出力ギヤ36bが固設されており、該出力ギヤ36bと入力軸37とはワンウェイクラッチ43を介して連結されている。これが、変速装置8が1速の変速比を与える場合の、駆動力伝達経路である。また入力軸37は前記入力ギヤ31を固設しており、該入力ギヤ31は前記入力ギヤ34bと噛合している。また、前記2速ギヤ35と出力ギヤ36bとは噛合しており、入力軸37より2速クラッチ軸仕組み34を介して、出力軸38へ駆動力を伝達可能に構成している。これが変速装置8が2速の変速比を与える場合の駆動力伝達経路である。

【0052】以上構成により、1速と2速との相互間の変速切換時には、ワンウェイクラッチ43によって出力ギヤ36bの回転は、入力軸37に対して空回りするのである。このため前記変速装置7と同様に、トルクの対立は回避されている。

【0053】変速装置9は、図14に示すように、変速装置8に3速の変速比を与える3速クラッチ軸仕組み40を付加している。1速と2速との相互間の変速切換及び1速と3速との相互間の変速切換においては、前記変速装置8と同様の機構により、トルクの対立が回避されている。

【0054】第七実施例の変速構造では、前記入力軸37に対して前記出力軸38を傾斜させて変速装置10を構成している。第一実施例の変速構造との相違点は、変速装置3に代えて変速装置10を用いている点である。

【0055】変速装置10は、図15に示すように、前

記変速装置3等と同様に、入力軸37外周に1速クラッチ軸仕組み32・32、2速クラッチ軸仕組み34・34を配設して構成している。変速装置3と大きく異なる点は、出力軸38に固設している出力ギヤ46a・46bを平歯車ではなく、ベベルギヤで構成していることである。出力ギヤ46aは、前記クラッチ軸32aに固設される1速ギヤ33と噛合しており、1速を出力可能としている。出力ギヤ46bは前記クラッチ軸34aに固設される2速ギヤ35と噛合しており、2速の変速比を出力可能としている。

【0056】以上構成により、パラレル（入出力軸が並列配置）のマリンギヤ20を用いても、原動機1を水平に据付けの場合に、プロペラ軸11に角度を持たせることができる。図16に示すように、変速装置10及びパラレルのマリンギヤ20を船舶に配設する場合は、前記プロペラ軸11の延出方向は、原動機1の出力軸の延出方向（原動機1の延設方向）に対して傾斜する。

【0057】従来より、変速装置に内装される油圧クラッチの圧油供給の切換制御には、電磁切換弁が用いられている。該制御によって変速切換時の油圧降下を防止している。したがって、複数の油圧クラッチを備える変速装置の場合、それぞれの油圧クラッチに対して電磁切換弁を備えており、複数の該電磁切換弁の切換を行う制御技術を必要としていた。

【0058】このため図17に示すように、前記変速装置3の油圧回路50を、油圧ポンプ39と、シーケンスバルブ51と、電磁切換弁52とから構成して、該電磁切換弁52により速比の切換えを行うものとしている。

1速時は該油圧ポンプ39より該シーケンスバルブ51を経て1速側の油圧クラッチ44に圧油を供給する。2速時は該油圧ポンプ39より該電磁切換弁52を経て2速側の油圧クラッチ44に圧油を供給すると共に、該シーケンスバルブ51にパイロット圧力を加えて該シーケンスバルブ51の切換えを行い、1速側の油圧クラッチ44に充填された作動油を該シーケンスバルブ51を経てドレンするようにしている。なお上記1速と2速は、これを入れ替えた構成としてもよく、1速と2速の定義を前述したようなものから変えて、2速を1速より増速側としてもよい。また、2速式の油圧クラッチを内装する変速装置であれば、変速装置3に限定されない。

【0059】前述したように、変速装置3には1速クラッチ軸仕組み32・32及び2速クラッチ軸仕組み34・34が配設されている。そして、それらのクラッチ軸仕組み上にはそれぞれ油圧クラッチ44が配設されている。前記油圧ポンプ39より1速側の油圧クラッチ44へは、シーケンスバルブ51より油路55を経由して、圧油供給可能としている。また、該油圧ポンプ39より2速側の油圧クラッチ44へは、電磁切換弁52より油路53を介して、圧油供給可能としている。

【0060】変速比が1速のとき、前記油圧ポンプ39



よりシーケンスバルブ51を介して、圧油が1速側の油圧クラッチ44に供給される。また2速側への圧油の供給は、電磁切換弁52の切換制御により停止されている。なお船舶にはコントローラが配設されており、該コントローラが電磁切換弁52と接続されており、該電磁切換弁51の切換制御を可能としている。

【0061】変速比を2速とするとき、前記電磁切換弁52を切換えて2速側の油圧クラッチ44へ圧油を供給する。また、電磁切換弁52から2速側の油圧クラッチ44への油路53には分岐が設けられており、シーケンスバルブ51にも圧油を供給可能としている。つまり電磁切換弁52の2速への切換制御が行われたとき、シーケンスバルブ51に圧油（パイロット圧力）が供給され、油路53での油圧が一定値以上に上がった場合には、シーケンスバルブ51に備えられている付勢バネ51aの付勢力に抗して該シーケンスバルブ51を切換えるのである。シーケンスバルブ51の切換えが起こると、図18に示すように、油圧ポンプ39から一速側への圧油供給は停止される。加えて、一速側の油圧クラッチ44に充填されていた作動油は、シーケンスバルブ51を介してドレンされる。

【0062】また、再び1速とする場合は電磁切換弁51を切換えて、油圧ポンプ39から2速側への圧油供給を停止する。この切換えにより、2速側の油圧クラッチ44に充填されていた作動油及び、シーケンスバルブ51へのパイロット圧力が油路53を介して、ドレンされる。そしてパイロット圧力の低下につれてシーケンスバルブ52が切換えられて、油圧回路50は再び、図17に示すような1速側へ圧油供給可能な状態に移行する。

【0063】前記シーケンスバルブ51は速比切換部54に備えられており、該速比切換部54は、図6、図7に示すように、変速装置3に付設されている。

【0064】以上構成により、電磁切換弁52一つの切換えによりシーケンスバルブを連動させることが出来、機械的な仕組みにより変速切換機構を構成することが出来る。したがって、一方の油圧クラッチ44への油圧が半クラッチ状態に保たれている段階で、他方への油圧クラッチへの圧油供給を行うことが出来、変速時の急激な油圧低下によるショックを防止している。

【0065】従来は、前記減速逆転機で入出力軸間を連結して駆動力伝達可能とするとき、嵌入ショックを発生させていた。該減速逆転機の入力軸は、船用推進装置の変速装置からの出力を入力しており、機械式クラッチの接続により、駆動を行うようにしている。該機械式クラッチで、出力軸への入力継手を該入力軸に嵌入する際に、嵌入ショックが発生する。図19(a)・(b)は、該嵌入時の嵌入ショックの大きさの時間変化を示している。Pは作動油軸端圧の時間変化を示すものであり、Tはクラッチ出力軸トルクの時間変化を示すものである。ここで作動油軸端圧Pとは、該変速装置に内装さ

れる油圧クラッチの油圧のことである。またクラッチ出力軸トルクTとは、該油圧クラッチの出力軸側のトルクのことである。該油圧クラッチの出力軸は該変速装置を介して該減速逆転機の入力軸に連結されており、前記嵌入ショックによってトルクの大きさに変化を受けるものである。またt0は、前記嵌入の開始時刻を示している。

【0066】前記油圧クラッチが確実に接続したときの油圧（全圧とする）を保ったまま前記嵌入を行うとき、図19(b)に示すように、嵌入ショックが発生する。一定時間経過後の周期的に安定したクラッチ出力軸トルクTと比べて、開始時刻t0直後のクラッチ出力軸トルクTは、4～5倍の大きさに上っている。

【0067】このため第一実施例の変速制御方法では、変速装置3のクラッチ油圧を一旦低圧に制御し（13）、その間に減速逆転機であるマリングヤ20の入出力軸を連結し（14）、その後に該クラッチ油圧を全圧として（15）、以上手順より変速制御方法12を構成している。なお、油圧クラッチによって駆動力の断接を行う変速装置であれば変速装置3に限定されず、機械式クラッチを備える減速逆転機であればマリングヤ20に限定されない。

【0068】図19(a)、図20に示すように、まず手順13に従い作動油軸端圧Pを低圧に制御する。そして前記コントローラと電磁流量弁とを接続して、前記油圧クラッチ44への作動油流量の調節により、前記クラッチ油圧を制御可能としている。それぞれの油圧クラッチ44は該電磁流量弁により、油圧制御が行われているものとする。なお前記で低圧としている油圧は、入力トルク及びクラッチ容量によって決定されるものである。次いで手順14に従い、この低圧制御が行われている間に前記嵌入を行って、前記入力軸37及び前記出力軸38の連結を行う。このとき、前記全圧時と比べて、前記油圧クラッチ44の接続が緩やかである為に、嵌入ショックがほとんど発生しない。前記開始時刻t0直後のクラッチ出力軸トルクTの大きさは、一定時間経過後の周期的に安定したクラッチ出力軸トルクTとほとんど変わらない大きさである。図19(b)に示すような嵌入ショックと比べて、大きく軽減されている。該嵌入が終了した後は、手順15に従い、接続時のクラッチ油圧に復帰すべく作動油軸端圧Pを全圧とする。

【0069】以上のような変速制御方法12を構成することで、減速逆転機の入出力軸を連結する際における嵌入ショックが軽減される。

【0070】従来は、油圧クラッチを有さないマリングヤ、ドライブ装置を備えた船舶では、トローリング（低速航行）が出来なかった。

【0071】このため第二実施例の変速制御方法では、変速装置3に内装される油圧クラッチ44・44・・・の摩擦板を滑动させて低速航行可能としている。そして

該摩擦板の滑動を、原動機1の駆動回転数及び該油圧クラッチ44・44・・・のクラッチ油圧のいずれか一方、もしくは双方を制御して発生させて、変速制御方法を構成している。なお、油圧クラッチによって駆動力を断接可能としている変速装置であれば、変速装置3に代えて、他の変速装置を用いてもよい。また、マリギヤ20の代わりに、ドライブ装置21としてもよい。

【0072】前記変速装置3に内装されている各クラッチ軸仕組には、図3に示すように油圧クラッチ44がそれぞれ内装されている。そして、この油圧クラッチ132・134・・・の摩擦板を、前記原動機1の出力軸の駆動回転数、あるいは該油圧クラッチ132・134のクラッチ油圧を変化させて、滑らせる制御を行っている。前述したように、変速装置3には各クラッチ軸仕組ごとに油圧クラッチ132・134が配設されて、合計4つの油圧クラッチ132・134・・・を有している。これらを同時に滑らせて、出力側へ低回転の駆動回転を伝達するのである。なお、前記コントローラを前記電磁流量弁に接続して、前記油圧クラッチ132・134・・・への作動油流量の調節により、該クラッチ油圧を制御可能としている。

【0073】つまり図23に示すように、原動機1からの駆動回転はまず変速装置3によって、クラッチ滑動による低速変速を受ける。そして減速逆転機であるマリギヤ20によって減速され、2回の変速によって低速にされた駆動回転がプロペラ軸11に伝達される。

【0074】以上構成により、油圧クラッチを有さない機械式マリギヤ、ドライブ装置においても、トローリングを行うことが出来る。また、前記制御によって低回転となった駆動回転が、該マリギヤ、該ドライブ装置に入力されるため、内装されている軸受け、該マリギヤのクラッチ部等の寿命が延びる。

【0075】また第三実施例の変速制御方法では、第二実施例の変速制御方法に加えて、減速逆転機に内装される油圧クラッチをも用いて、低速変速を行っている。すなわち、変速装置3の油圧クラッチ132・134・・・及び減速逆転機に内装される油圧クラッチ双方の摩擦板を滑動させて低速航行可能としている。そして該摩擦板の滑動を、原動機1の駆動回転数及び該クラッチ油圧のいずれか一方、もしくは双方を制御して発生させて、変速制御方法を構成している。

【0076】つまり図24に示すように、原動機1からの駆動回転はまず変速装置3によって、クラッチ滑動による低速変速を受ける。そして減速逆転機であるマリギヤ20によって、減速及び、クラッチ滑動による低速変速をさらに受ける。したがって、3回の変速によって低速にされた駆動回転がプロペラ軸11に伝達される。

【0077】

【発明の効果】請求項1記載の如く、原動機と減速逆転機と変速装置とを備える船用推進装置であって、該減速

逆転機は前後進クラッチを備えており、該変速装置は該原動機と該前後進クラッチとの間に設けられ、該変速装置は該変速装置の入力軸の外周にクラッチ軸仕組を設け、該クラッチ軸仕組の配設数は、該変速装置の変速段数よりも多くしたので、平行歯車列が構成され、自由な速度比を得やすくしている。また、各クラッチ軸仕組当りの駆動力伝達の負担が軽減されて、該クラッチ軸仕組の大きさを小さくすることができる。したがって、変速装置全体の大きさをコンパクト化することができる。

【0078】請求項2記載の如く、前記複数のクラッチ軸仕組を同一変速比としたときは、前記入力軸に対称位置に、もしくは点対称に近い位置に配置したので、ラジアル荷重Rの一部もしくは大部分が打ち消しあい相殺されて、軸受け部の負荷を小さくする。このため機械損失が減少し、軸受け寿命の延長に繋がる。

【0079】請求項3記載の如く、原動機と減速逆転機と変速装置とを備える船用推進装置であって、該減速逆転機は前進2速式クラッチを備えており、該原動機と該前進2速式クラッチとの間に、少なくとも一つの変速装置を設けて構成したので、クラッチ軸仕組配設数より多い多段の変速比を得ることができる。2速クラッチを備えた減速逆転機と変速装置とを組み合わせる場合には、変速装置の変速段数×2の変速比を得ることができて、変速装置全体を大型化することなく、多段の変速を得ることができる。

【0080】変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置と該減速逆転機との合わせ面に潤滑油通路を設けたので、潤滑油を該原則逆転機と変速装置間で共有することができる。しかも、専用部品やホース等の部品を追加する必要も無く潤滑油の供給ができるので、部品点数の削減やコスト低下に繋がる。

【0081】請求項5記載の如く、前記クラッチ軸仕組上、または前記入力軸上に、ワンウェイクラッチを設けたので、変速切換時にショックが生じることがない。

【0082】請求項6記載の如く、変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置の出力軸を該変速装置の入力軸に対して傾斜させたので、パラレル（入出力軸が並列配置）のマリギヤ20を用いても、原動機1を水平に据付け場合に、プロペラ軸11に角度を持たせることができる。

【0083】請求項7記載の如く、変速装置を備える船用推進装置であって、該変速装置は2速式クラッチを内装しており、該変速装置の油圧回路は油圧ポンプとシーケンスバルブと電磁切換弁とから構成され、該電磁切換弁により速比の切換えを行うものとし、1速時は該ポンプより該シーケンスバルブを経て1速側の油圧クラッチに圧油を供給し、2速時は該油圧ポンプより該電磁切換弁を経て2速側の油圧クラッチに圧油を供給すると共に、該シーケンスバルブにパイロット圧力を加えて該シ

一ケンスバルブの切換えを行い、1速側に充填された作動油を該シーケンスバルブを経てドレンするようにしたので、該電磁切換弁一つの切換えによりシーケンスバルブを連動させることが出来、機械的な仕組みにより変速切換機構を構成することが出来る。したがって、一方の油圧クラッチへの油圧が半クラッチ状態に保たれている段階で、他方への油圧クラッチへの圧油供給を行うことが出来、変速時の急激な油圧低下によるショックを防止している。

【0084】請求項8記載の如く、変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置のクラッチ油圧を一旦低圧に制御し、その間に該減速逆転機のクラッチ嵌入を行い、その後該変速装置のクラッチ油圧を全圧とするので、嵌入ショックを軽減することができる。

【0085】請求項9記載の如く、原動機と変速装置と減速逆転機とを備える船用推進装置であって、該変速装置に内装される油圧クラッチ、あるいは該変速装置及び該減速逆転機双方に内装される油圧クラッチの摩擦板を滑動させて低速航行可能とし、該摩擦板の滑動は、該原動機の駆動回転数、及び該クラッチ油圧のいずれか一方、もしくは双方の制御により発生させるので、油圧クラッチを有さない機械式マリンギヤ、ドライブ装置においても、トローリングを行うことが出来る。また、前記制御によって低回転となった駆動回転が、該マリンギヤ、該ドライブ装置に入力されるため、内装されている軸受け、該マリンギヤのクラッチ部等の寿命が延びる。

【図面の簡単な説明】

【図1】マリンギヤ用変速装置レイアウトを示す船舶の側面図。

【図2】ドライブ装置用変速装置レイアウトを示す船舶の側面図。

【図3】第一実施例の変速装置の駆動スケルトン図。

【図4】第一実施例の変速装置における入力軸外周のクラッチ軸仕組みレイアウト図

【図5】第一実施例の変速装置の断面図。

【図6】原動機側から見た歯車配列を示す第一実施例の変速装置のA-A断面図。

【図7】減速逆転機側から見た第一実施例の変速装置のB-B断面図。

【図8】第二実施例の変速装置における入力軸外周のクラッチ軸仕組みレイアウト図。

【図9】ラジアル荷重のかかる様子を示す、第一実施例の変速装置における入力軸外周のクラッチ軸仕組みレイアウト図。

【図10】マリンギヤの平行歯車列のレイアウト図。

【図11】第三実施例の変速装置の入力軸外周のクラッチ軸仕組みレイアウト図。

【図12】第四実施例の変速装置の駆動スケルトン図。

【図13】第五実施例の変速装置の駆動スケルトン図。

【図14】第六実施例の変速装置の駆動スケルトン図。

【図15】第七実施例の変速装置の駆動スケルトン図。

【図16】第七実施例の船用推進装置レイアウトを示す船舶の側面図。

【図17】1速時の圧油供給状態を示す変速装置の油圧回路図。

【図18】2速時の圧油供給状態を示す変速装置の油圧回路図。

【図19】嵌入ショックの大きさの時間変化を示す図。

【図20】第一実施例の変速制御方法を示す手順図。

【図21】第二実施例の変速制御方法による変速の様子を示す模式図。

【図22】第三実施例の変速制御方法による変速の様子を示す模式図。

【図23】遊星歯車とワンウェイクラッチとから構成される従来の変速装置のスケルトン図。

【図24】遊星歯車とワンウェイクラッチとから構成される従来の変速装置のギヤ列のレイアウト図。

【図25】平行歯車列より構成される従来の変速装置のスケルトン図。

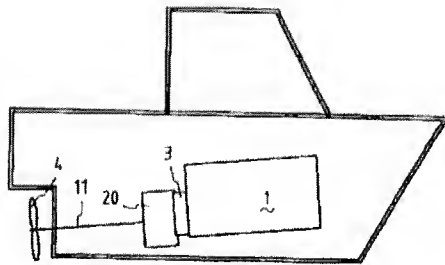
【図26】平行歯車列より構成される従来の変速装置のギヤ列のレイアウト図。

【図27】ラジアル荷重のかかる様子を示す従来の変速装置のギヤ列のレイアウト図。

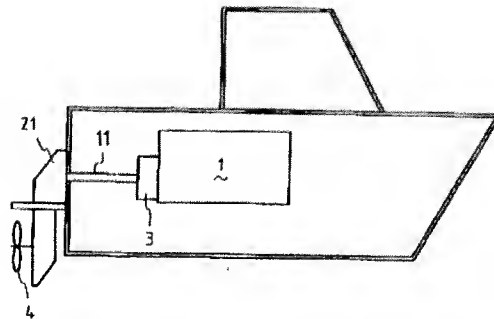
【符号の説明】

- 1 原動機
- 3・5・6・7・8・9・10 変速装置
- 12 変速制御方法
- 20 マリンギヤ
- 21 ドライブ装置
- 22 潤滑油通路
- 32 1速クラッチ軸仕組み
- 32a・34a クラッチ軸
- 34 2速クラッチ軸仕組み
- 37 入力軸
- 38 出力軸
- 39 油圧ポンプ
- 43 ワンウェイクラッチ
- 44 油圧クラッチ
- 50 油圧回路
- 51 シーケンスバルブ
- 52 電磁切換弁

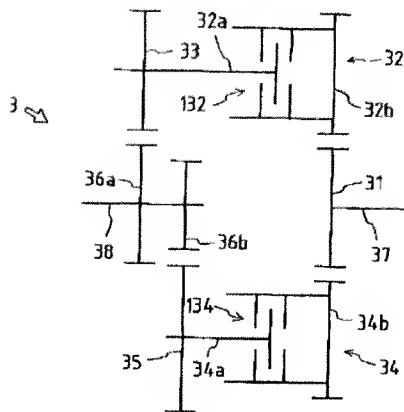
【図1】



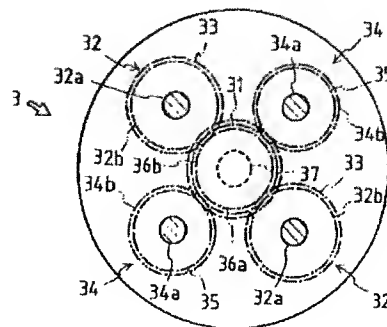
【図2】



【図3】

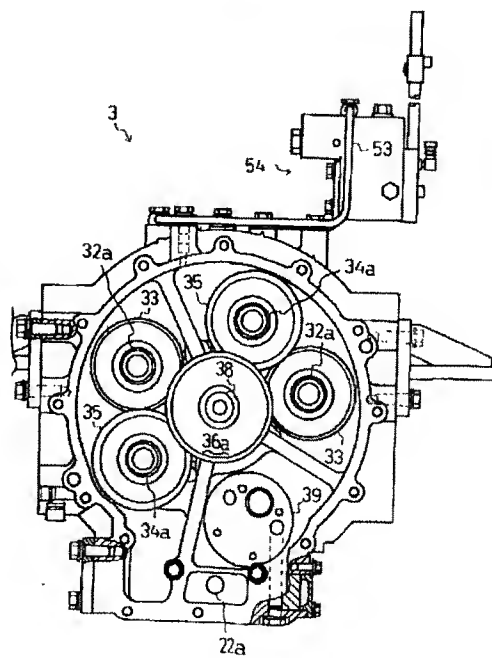
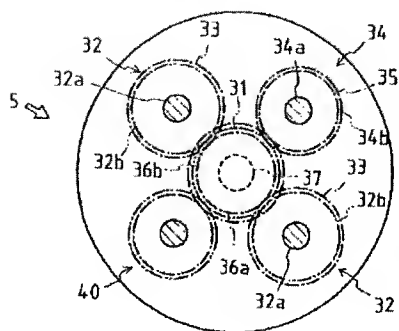


【図4】

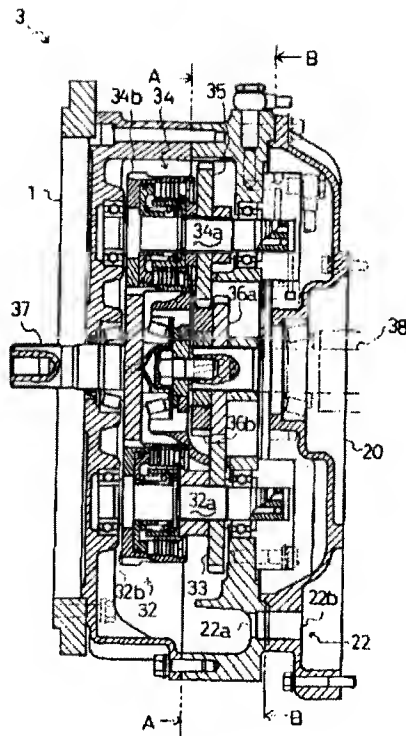


【図6】

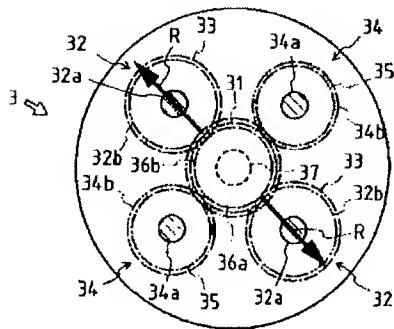
【図8】



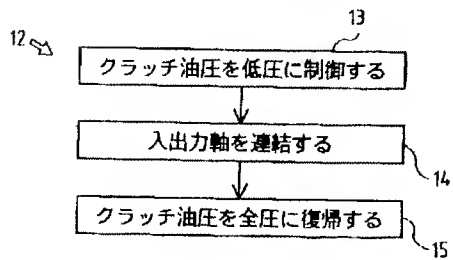
【図5】



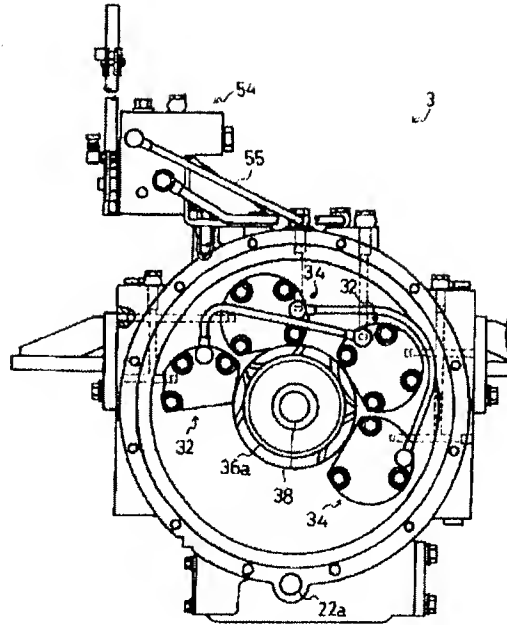
【図9】



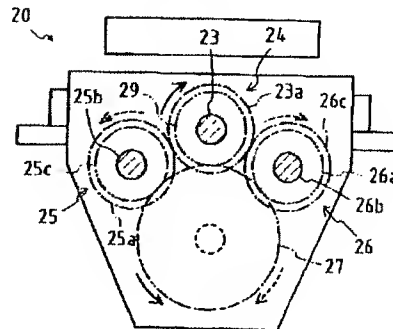
【図20】



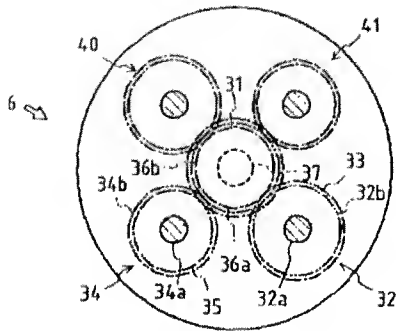
【図7】



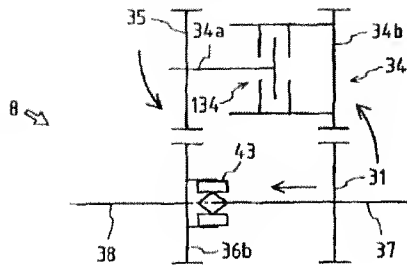
【図10】



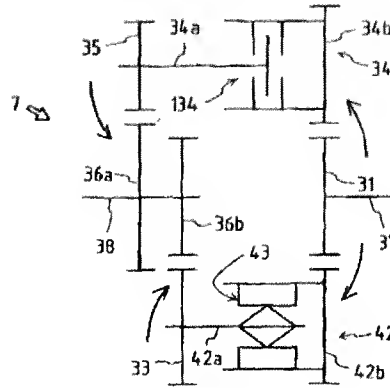
【図11】



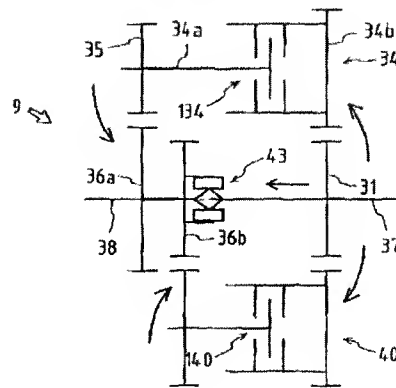
【図13】



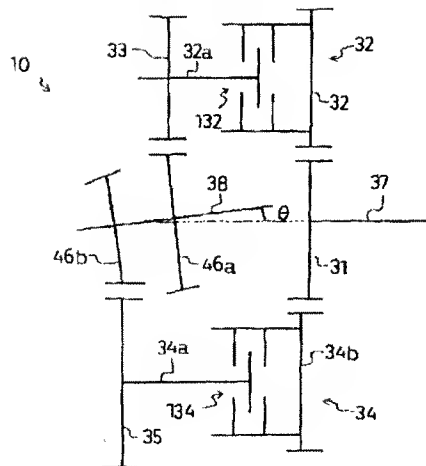
【図12】



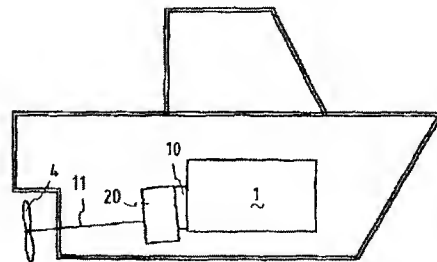
【図14】



【図15】

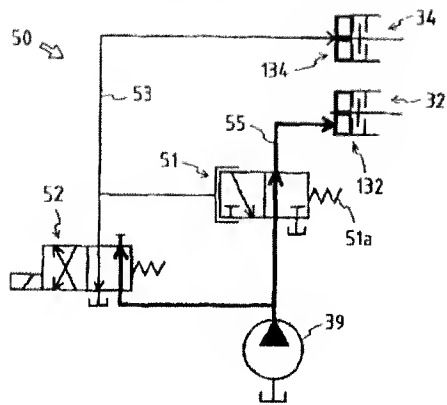


【図16】

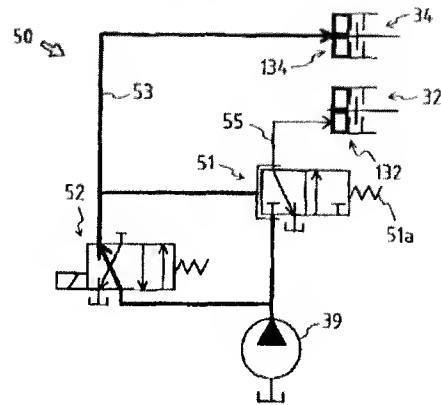




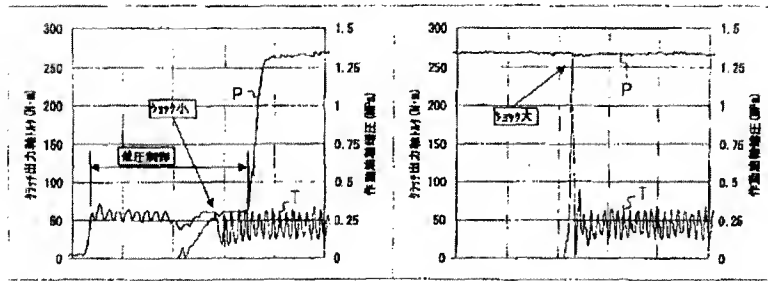
【図17】



【図18】



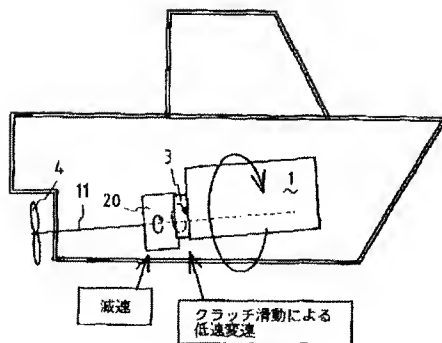
【図19】



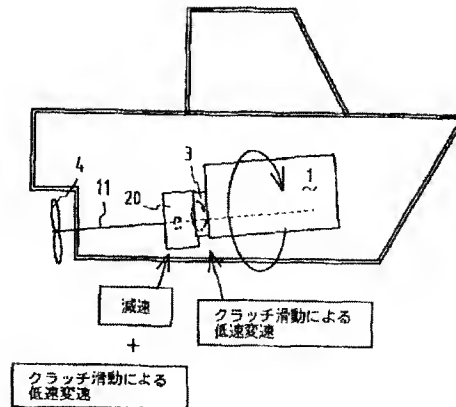
(a)

(b)

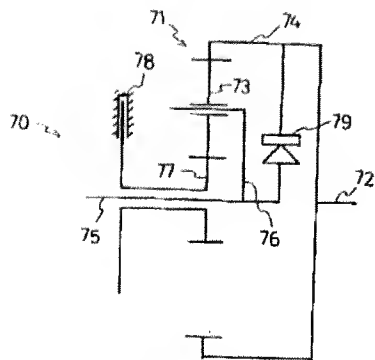
【図21】



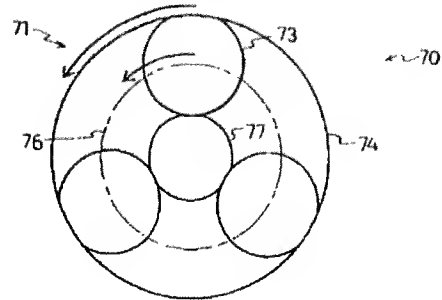
【図22】



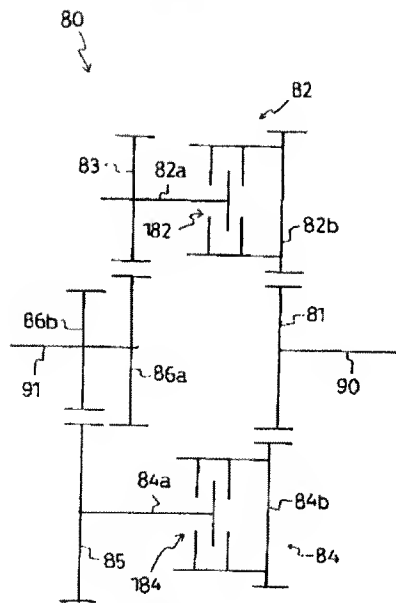
【図23】



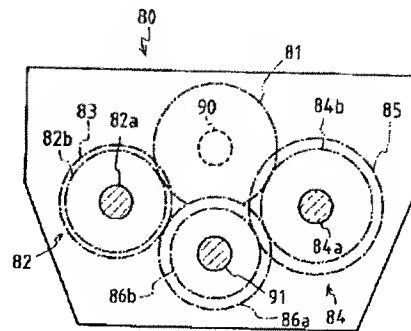
【図24】



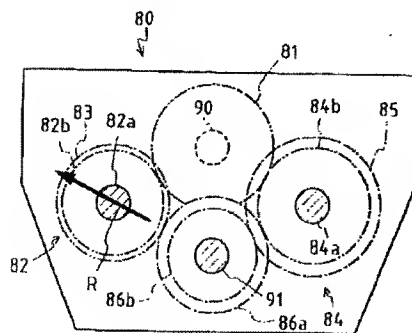
【図25】



【図26】



【図27】





フロントページの続き

(72)発明者 中川 茂明  
大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマ  
ーディーゼル株式会社内

Fターム(参考) 3J028 EA25 EA28 EB04 EB12 EB33  
EB35 EB37 EB62 EB67 FA06  
FB03 FC32 FC42 FC59 FC66  
GA22 HA15 HC13  
3J552 MA04 MA13 MA26 NA10 QA02C  
QA30C QB05